

# Chain and sprocket transmission system, e.g. for bicycle

Publication number: FR2758123

Publication date: 1998-07-10

Inventor: TERRACOL CLAUDE

Applicant: TERRACOL CLAUDE (FR)

Classification:

- international: B62M25/04; B62M25/00; (IPC1-7): B62M25/04;  
B62M9/12

- European: B62M25/04B

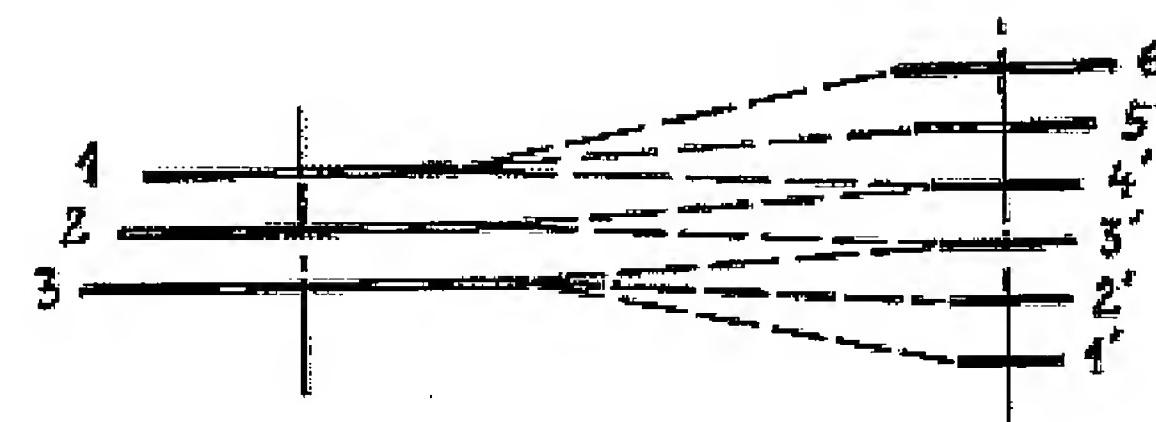
Application number: FR19970002511 19970226

Priority number(s): FR19970002511 19970226; FR19970000162 19970106

[Report a data error here](#)

## Abstract of FR2758123

The transmission system consists of a driving shaft with a number ( $N$ ) of sprockets (1, 2, 3) of different sizes and a driven shaft with a number ( $n$ ) of sprockets (1', 2', 3', 4', 5', 6') of different sizes. The two sets of sprockets are linked by a chain which can be moved from one sprocket to another in a very precise sequence to produce gear ratios in a given order, either increasing or decreasing, and a total number of ratios equivalent to  $N + n - 1$ . The gear changing mechanism comprises a single levers interacting via a toothed rocker with two drums, each with a cable connected to a chain shifting fork. The operation of the lever allows the chain to be moved between only two or three neighbouring driven sprockets before it is shifted to the next driving sprocket.



Data supplied from the [esp@cenet](mailto:esp@cenet) database - Worldwide

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

(11) N° de publication :  
(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)

2 758 123

(21) N° d'enregistrement national :

97 02511

(51) Int Cl<sup>6</sup> : B 62 M 25/04, B 62 M 9/12

(12)

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 26.02.97.

(30) Priorité : 06.01.97 FR 9700162.

(71) Demandeur(s) : TERRACOL CLAUDE — FR.

(43) Date de la mise à disposition du public de la demande : 10.07.98 Bulletin 98/28.

(56) Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : Ce dernier n'a pas été établi à la date de publication de la demande.

(60) Références à d'autres documents nationaux apparentés :

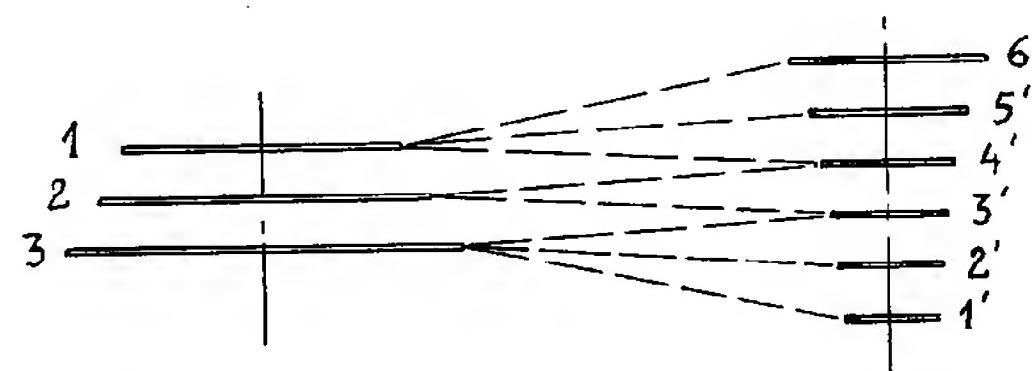
(72) Inventeur(s) :

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire :

### (54) CHANGEMENT DE VITESSE POUR TRANSMISSION PAR CHAINE.

(57) Transmission par chaîne à rapports multiples dans laquelle la chaîne est appelée à se déplacer entre les roues dentées menantes 1, 2, 3 .., d'une part et entre les roues dentées menées 1', 2', 3', 4', 5', 6' (, d'autre part, le mécanisme d'actionnement de la chaîne obligeant celle-ci à se déplacer selon un séquencement précis alternant un ou plusieurs crans de déplacement sur les roues menantes et un ou plusieurs crans sur les roues menées. §.



## CHANGEMENT DE VITESSE POUR TRANSMISSION PAR CHAINE

Dans la demande de Brevet déposée le 6 / 01 /97 sous le numéro 9700162, il est décrit un dispositif de changement de vitesse comportant N plateaux menants et n pignons menés présentant les caractéristiques rappelées ci-après :

- les nombres N et n sont soit égaux soit différents de 1 (avec en particulier  $n = N+1$ ) .
- les déplacements de la chaîne sont organisés pour que celle-ci, quand on décrit les rapports de transmission dans l'ordre croissant ou décroissant, se déplace alternativement entre deux plateaux, puis entre deux pignons.
- la commande par l'utilisateur est très simplifiée : une seule commande pour actionner la fourchette plateaux et la fourchette pignons ( ou en variante, deux manettes asservies de façon très simple).
- l'obliquité de la chaîne est réduite à une valeur très faible (un demi-cran d'écartement entre deux roues dentées voisines).
- le nombre de rapports obtenus est égal à  $N+n-1$

Comme dans le brevet cité en référence, on suppose ici, bien que d'autres applications soient possibles, qu'il s'agit d'une transmission pour bicyclette, d'où l'emploi de la terminologie correspondante.

On peut mentionner comme inconvénient de cette technologie le fait que, pour obtenir un nombre de rapports égal à R, le nombre de plateaux doit être au moins égal à  $R/2$ . On peut ainsi être amené à installer un nombre de plateaux nettement supérieur à l'usage courant, qui dépasse rarement 3 (4,5, voire 6). Or, autant on peut aller sans problème jusqu'à 7 ou 8 pignons, autant on peut rencontrer quelques difficultés avec les plateaux, pour des raisons liées à la géométrie de la bicyclette.

L'objet de la présente invention est, en reprenant l'essentiel des principes du brevet de référence, de proposer des formules de transmission présentant toujours un nombre de rapports  $R = N + n - 1$ , mais dans lesquelles la différence  $n - N$  peut être supérieure à 1. On est ainsi conduit à installer plus de pignons et moins de plateaux, ce qui est plus conforme à la géométrie usuelle de la bicyclette (et également moins lourd).

Pour obtenir cet objectif, il suffit de généraliser le principe décrit dans le brevet de référence en considérant que, lorsqu'on décrit les rapports dans un ordre donné, on peut avoir consécutivement plusieurs changements de plateaux ou plusieurs changements de pignons, selon un séquencement bien précis et indépendant de l'utilisateur. Quand on décrit les rapports dans l'ordre inverse, on retrouve le même séquencement, mais inversé. Compte tenu du but recherché, on voit immédiatement que, si on introduit par exemple deux changements

consécutifs de pignons sans changement de plateau, on obtient un rapport de plus en ajoutant un pignon, mais sans toucher au nombre de plateaux.

A partir de là, un certain nombre de dispositions sont possibles. Ces dispositions doivent bien entendu conserver l'avantage fondamental de l'invention, qui est de proposer à l'utilisateur une commande simple. Par contre, elles conduisent à une entorse au principe de la non-obliquité de la chaîne, entorse qu'on devra s'efforcer de limiter. Le nombre de dispositions entrant ainsi dans le cadre de l'invention est évidemment très élevé. On n'en décrira ici, à titre d'exemple, que quelques unes.

Une première famille consiste, en partant du brevet de référence, à ajouter à la pile de pignons décrite deux pignons supplémentaires, un à droite et un à gauche. On ajoute ainsi systématiquement deux rapports, ce qui permet d'obtenir :

- avec 2 plateaux, 6 rapports
- avec 3 plateaux, 8 rapports
- avec 4 plateaux, 10 rapports
- ..... etc.

Concernant l'obliquité de la chaîne, on voit qu'elle reste égale à un demi-cran, sauf pour les deux rapports extrêmes pour lesquels elle est de 1,5 crans, ce qui ne paraît pas être prohibitif. Quant au mécanisme, on peut admettre qu'il peut être très proche de celui décrit dans le brevet de référence mais qu'il doit autoriser une prolongation d'un cran du mouvement de l'organe de commande aux deux extrémités de son débattement.

Une deuxième famille consiste, entre deux changements de plateaux, à intercaler systématiquement deux changements de pignons au lieu d'un. Un plateau peut donc coopérer avec 3 pignons au lieu de 2, ce qui permet d'avoir  $3 \times N$  rapports au lieu de  $2 \times N$ . La première variante de cette famille ( $N=2$ ) est exactement identique à celle de la famille précédente. Par contre, on est par la suite plus performant en nombre de rapports, mais au prix d'une obliquité aggravée :

- $N = 3$  donne 9 rapports avec une obliquité de 2 crans
- $N = 4$  donne 12 rapports avec une obliquité de 2,5 crans
- ..... etc.

En plus de ces deux familles, qui ne sont que des exemples obéissant à une logique simple, on peut faire apparaître, sans sortir du cadre de l'invention, toutes sortes de dispositions. Il suffit, à partir du brevet de référence, de décider l'adjonction d'un certain nombre de pignons supplémentaires, et de placer ceux-ci à tous les endroits possibles (y compris en plaçant côte à côte deux pignons additionnels, donc en admettant trois changements de pignons consécutifs, ce qui n'est pas interdit à priori). On n'est limité que par l'obliquité tolérée pour la chaîne. Notons que cette obliquité se retrouve dans le mécanisme à ancre décrit dans le brevet de référence, et pose également des problèmes à ce niveau, le

débattement angulaire de l'ancre ne pouvant être indéfiniment augmenté. L'attaque des tambours commandant les deux fourchettes par un palonnier peut également poser un problème, mais celui-ci est assez facile à résoudre : il suffit que les liaisons palonnier-tambours soient apparentées à des engrenages coniques, et la limitation disparaît.

D'autres avantages et caractéristiques ressortiront plus clairement à travers les dessins annexés, donnés à titre d'exemples non limitatifs, et dans lesquels :

- la figure 1 représente schématiquement, en coupe axiale, une disposition appartenant à la première famille précitée
- la figure 2 représente de même une disposition appartenant à la deuxième famille
- la figure 3 est une coupe partielle du mécanisme montrant ce que devient la liaison palonnier-tambour conçue comme un engrenage conique
- la figure 4 est un développement analogue à celui de la figure 4 du brevet de référence, montrant cette même liaison ainsi que l'ensemble ancre-denture fixe dans le cas d'une disposition appartenant à la première famille précitée.

La figure 1 présente une disposition à 3 plateaux numérotés de 1 à 3 et 6 pignons numérotés de 6' à 1'. Si on élimine les pignons 6' et 1', on retombe dans une configuration du brevet de référence à 3 plateaux et 4 pignons, qui fournit 6 rapports. L'addition des pignons 6' et 1' fournit 2 rapports supplémentaires qui seront respectivement le plus petit et le plus grand de la gamme. On voit clairement que seuls ces deux rapports donneront une obliquité appréciable de 1,5 crans, tous les autres restant à un demi-cran.

La figure 2 présente une disposition à 3 plateaux numérotés de 1 à 3 et 7 pignons numérotés de 7' à 1'. Dans l'ordre des rapports croissants le plateau 1 coopère successivement avec les pignons 7', 6', 5'. Puis on passe au plateau 2 qui coopère avec les pignons 5', 4', 3', et enfin au plateau 3 qui coopère avec les pignons 3', 2', 1'. Entre deux changements de plateaux, on introduit donc systématiquement 2 changements de pignons (pour un seul dans le brevet de référence). Cette disposition fournit donc 9 rapports. Concernant l'obliquité, on voit qu'elle peut être nulle (rapports 1-5', 2-4', 3-3') égale à 1 cran (rapports 1-6', 2-5', 2-3', 3-2') ou égale à 2 crans (rapports 1-7' et 3-1'). Ce dernier chiffre est un peu fort, mais on peut noter qu'il est couramment dépassé dans les dispositifs actuels.

La figure 3 reprend la figure 3 du brevet de référence limitée à la zone centrale du mécanisme et agrandie pour une meilleure clarté. On voit clairement sur cette figure que la liaison entre le palonnier 36 d'une part, et les tambours 32, 33 d'autre part, est du type engrenage à pignons coniques. L'ensemble s'apparente à un différentiel d'automobile, les dentures portées sur les tambours 32, 33 correspondant aux pignons planétaires, et la denture portée par le palonnier 36 correspondant à un pignon satellite. Ce type de liaison est d'ailleurs plus rationnel que le palonnier simple, et pourrait être étendu aux configurations du brevet de référence.

Le mécanisme d'actionnement de la chaîne, non représenté, car de type classique et communément répandu, comprend :

- Deux câbles s'enroulant respectivement sur les tambours 32 et 33
- Aux autres extrémités de ces câbles, deux fourchettes configurées pour assurer les déplacements latéraux de la chaîne, l'une sur les plateaux et l'autre sur les pignons.

L'actionnement séquencé des tambours 32 et 33, à partir de la manette unique 31, est dans le présent brevet réalisé par le dispositif à engrenages coniques comportant :

- Le palonnier central 36 tourillonnant sur un axe 37 rigidement solidaire de la manette 31, et portant une denture conique.
- Deux dentures coniques portées respectivement par les tambours 32 et 33, et engrenant avec la denture du palonnier 36.

Par ailleurs, le palonnier 36 porte un appendice en forme d'ancré (peu évident sur cette figure, mais plus visible sur la suivante) qui coopère avec une denture fixe. Lors de la rotation de la manette 31, le palonnier 36 se voit ainsi imposer un déplacement conduisant les tambours 32, 33 à se déplacer alternativement selon le séquencement recherché, correspondant au séquencement prévu pour les changements successifs de plateaux et de pignons.

Un autre perfectionnement visible sur cette figure consiste à créer entre les tambours 32, 33 d'une part, et la manette 31 d'autre part, un espace clos qu'on peut rendre étanche par les joints 38, 38', 39, 39'. Le mécanisme est ainsi protégé contre les salissures et peut travailler en présence de graisse, ce qui lui assure un rendement optimal et une grande résistance à l'usure.

La figure 4 reprend la figure 4 du brevet de référence, c'est-à-dire qu'elle correspond à une coupe C-C accompagnée d'un développement transformant, pour une meilleure compréhension, la cinématique circulaire des tambours 32, 33 et de la denture fixe 34 en une cinématique linéaire.

Cette transformation conduit à représenter la liaison entre le palonnier 36 et les tambours 32, 33 par un engrenage du type pignon crémaillère.

Pour gagner du poids, la denture du palonnier 36 peut être partielle, le nombre de dents à prévoir correspondant au décalage maximum que l'on souhaite obtenir entre les tambours 32 et 33. Ce décalage est en corrélation directe avec l'obliquité de la chaîne, comme on l'a vu plus haut, mais la technique de l'engrenage, contrairement à celle du palonnier simple, n'introduit aucune contrainte de limitation.

Il n'en est pas de même pour le couple ancre-denture fixe qui ne peut pas travailler correctement si les rotations sont trop accentuées. La configuration représentée correspond à la disposition de la première famille décrite par la figure 1 (3plateaux et 6 pignons). Sur le dessin de la figure 4, la position de l'ensemble palonnier-ancre 36 correspond au rapport 2-4', avec positionnement de l'ancre sur les sommets S1 S'1. Si on déplace l'ensemble 36 vers le haut, on passe aux sommets S3 S'3, ce qui se traduit par un changement de plateau aboutissant au rapport 1-4'. Si on poursuit vers le haut, on passe successivement par les points S4 S'4 (qui ne sont pas des sommets mais des points intermédiaires) pour aboutir finalement aux points S5 S'5. Ces derniers mouvements correspondent à des changements de pignons, la position S4 S'4 correspondant au rapport 1-5' et la position S5 S'5 au rapport 1-6'. Si on déplace l'ensemble 36 vers le bas, on décrira de même les rapports 2-3', 3-3', 3-2' et 3-1', correspondant respectivement aux positions de l'ancre S2 S'2, S6 S'6, S7 S'7, S8 S'8.

Concernant la denture fixe, on peut noter que les segments S'3 S'5 et S6 S8 sont représentés en traits interrompus, ce qui signifie qu'ils peuvent ne pas exister physiquement. En effet, quand on passe de la position S3 S'3 à la position S5 S'5, le tambour 32 peut se trouver immobilisé en butée, puisqu'il n'a pas à aller plus loin vers le haut. Le mouvement recherché (rotation du tambour 33 seul) va donc se faire naturellement sans intervention de l'ancre. Par contre, au retour, il est préférable de faire subsister le segment S3 S5 qui va commander la cinématique du palonnier de telle sorte que le tambour 32 reste immobile.

Vers le bas, on peut faire un raisonnement analogue qui conclut à la possibilité de faire l'économie du segment S6 S8, mais pas celle du segment S'6 S'8.

Concernant la géométrie des segments de la denture, celle-ci appartiendrait dans l'idéal à la famille des cycloïdes (hypocycloïdes pour des segments de type S1 S2 et épicycloïdes pour des segments de type S'1 S'2). On peut rechercher des formes approchées plus simples (à la limite des segments de droites) mais les cycloïdes ne sont pas à priori particulièrement difficiles à réaliser par usinage, résultant d'une combinaison translation-rotation.

## 6

Dans ce qui précède, et ainsi qu'il apparaît sur les figures, on a implicitement admis que les crans de déplacement de la chaîne n'étaient pas différents entre les plateaux et les pignons, d'où une certaine symétrie dans les profils de la denture fixe. Cela n'est pas une nécessité absolue. On peut notamment écarter davantage les plateaux, ce qui conduit à réduire l'obliquité maximum imposée à la chaîne. A titre d'exemple, si on admet qu'un cran correspond à l'écartement de deux pignons consécutifs, et que les plateaux sont écartés de 1,3 crans, l'obliquité maximum passerait de 1,5 à 1,2 crans dans l'exemple de la figure 1, et de 2 à 1,7 crans dans celui de la figure 2.

On peut obtenir ce résultat soit en jouant sur le diamètre d'enroulement des câbles sur les tambours 32, 33, soit en adaptant la forme de la denture fixe. Si on se reporte à la figure 4, cela se traduirait par un allongement des segments S1 S3, S'1 S'3, S2 S6, S'2 S'6, ce qui ne pose pas de problème particulier.

Enfin, comme dans le brevet de référence, la cinématique circulaire décrite ci-dessus peut être remplacée par une cinématique linéaire. On peut aussi toujours envisager d'installer des commandes déportées travaillant par impulsions.

**REVENDICATIONS**

1 - Transmission par chaîne présentant une pluralité de rapports, entre un axe menant comportant un nombre N de roues dentées étagées 1, 2, 3 .... et un axe mené comportant un nombre n de roues dentées étagées 1', 2', 3', 4', 5', 6' ...., caractérisée en ce qu'elle comporte un mécanisme de changement de rapports commun aux roues menantes et menées, ledit mécanisme, à partir d'une manoeuvre très simple par l'utilisateur, attaquant les deux fourchettes qui assurent le transfert de la chaîne sur lesdites roues menantes et menées, de telle sorte que la chaîne soit amenée à se déplacer selon un séquencement précis pour décrire les rapports dans un ordre donné (croissant ou décroissant), ce séquencement conduisant la chaîne, en partant d'une position extrême, à se déplacer dans un sens donné de un ou plusieurs crans sur les roues menantes, par exemple de 2 à 3, puis dans le même sens de un ou plusieurs crans sur les roues menées, par exemple de 3' à 2', puis à 1', jusqu'à l'autre position extrême, le balayage des rapports dans l'ordre inverse donnant lieu au séquencement inverse, et le nombre de rapports ainsi obtenus étant égal à  $N + n - 1$ .

2 - Transmission selon la revendication 1, caractérisée en ce que le mécanisme d'actionnement se compose d'une pièce centrale 31 formant manette d'actionnement, coopérant avec deux tambours 32, 33 sur lesquels s'enroulent les câbles actionnant les deux fourchettes de déplacement de la chaîne, la liaison mécanique entre les pièces 31 d'une part, 32 et 33 d'autre part, étant du type à pignons coniques, les dentures liées aux tambours 32, 33 étant portées directement par ces derniers, alors que la denture liée à la pièce centrale 31 est portée par un palonnier 36 articulé sur un axe 37 fixé sur la pièce 31, ledit palonnier étant par ailleurs muni d'un appendice en forme d'ancre coopérant avec des dentures fixes l'obligeant à se déplacer de manière à solliciter alternativement les tambours 32, 33 afin de réaliser le séquencement recherché.

3 - Transmission selon une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce que les mouvements des différents organes décrits sont des mouvements linéaires obéissant aux mêmes principes de fonctionnement.

4 - Transmission selon une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce que le mécanisme de transfert de la chaîne est organisé pour être attaqué par des organes de commande déportés agissant par impulsions successives.

1 / 2

FIG. 1

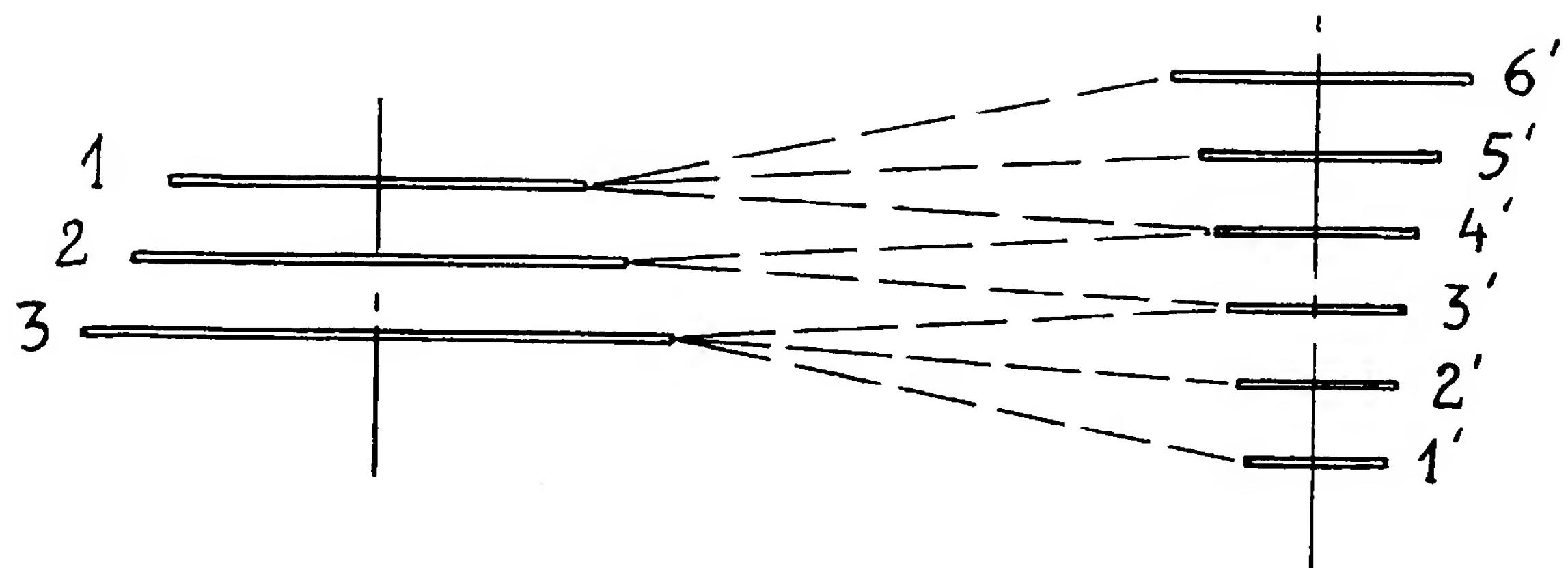
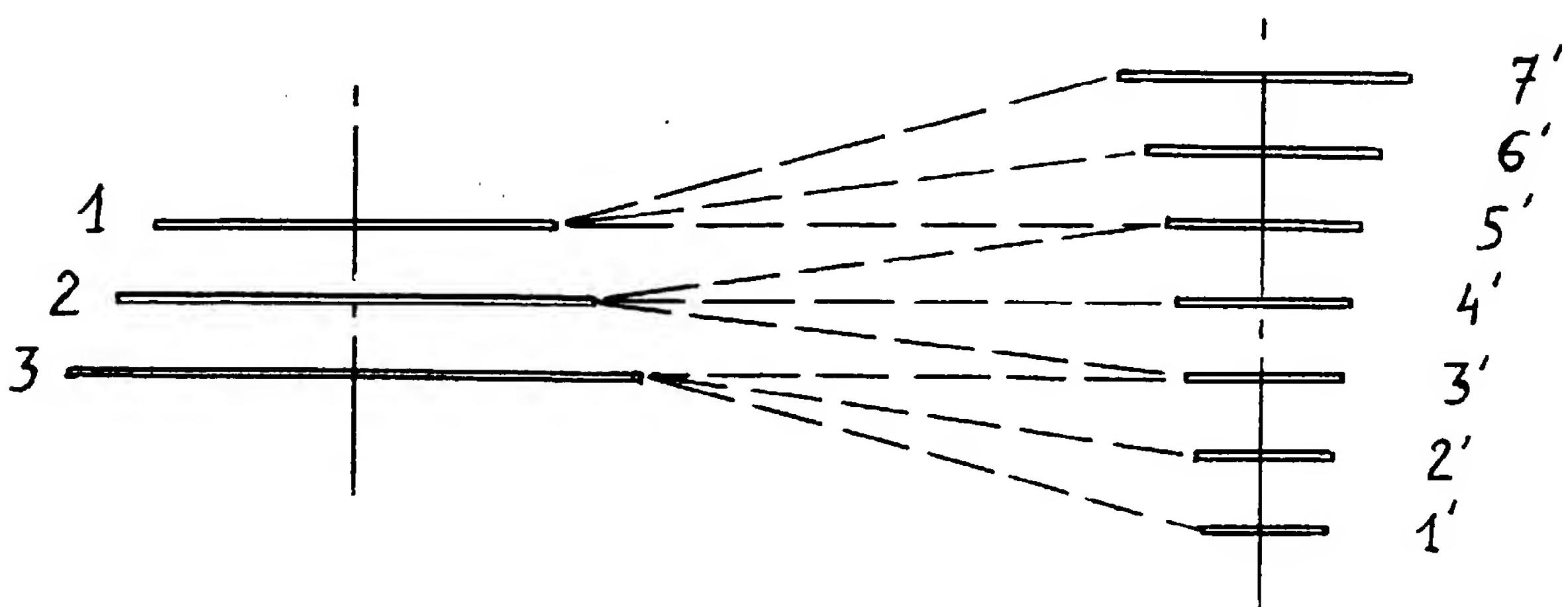


FIG. 2



2/2

FIG. 3

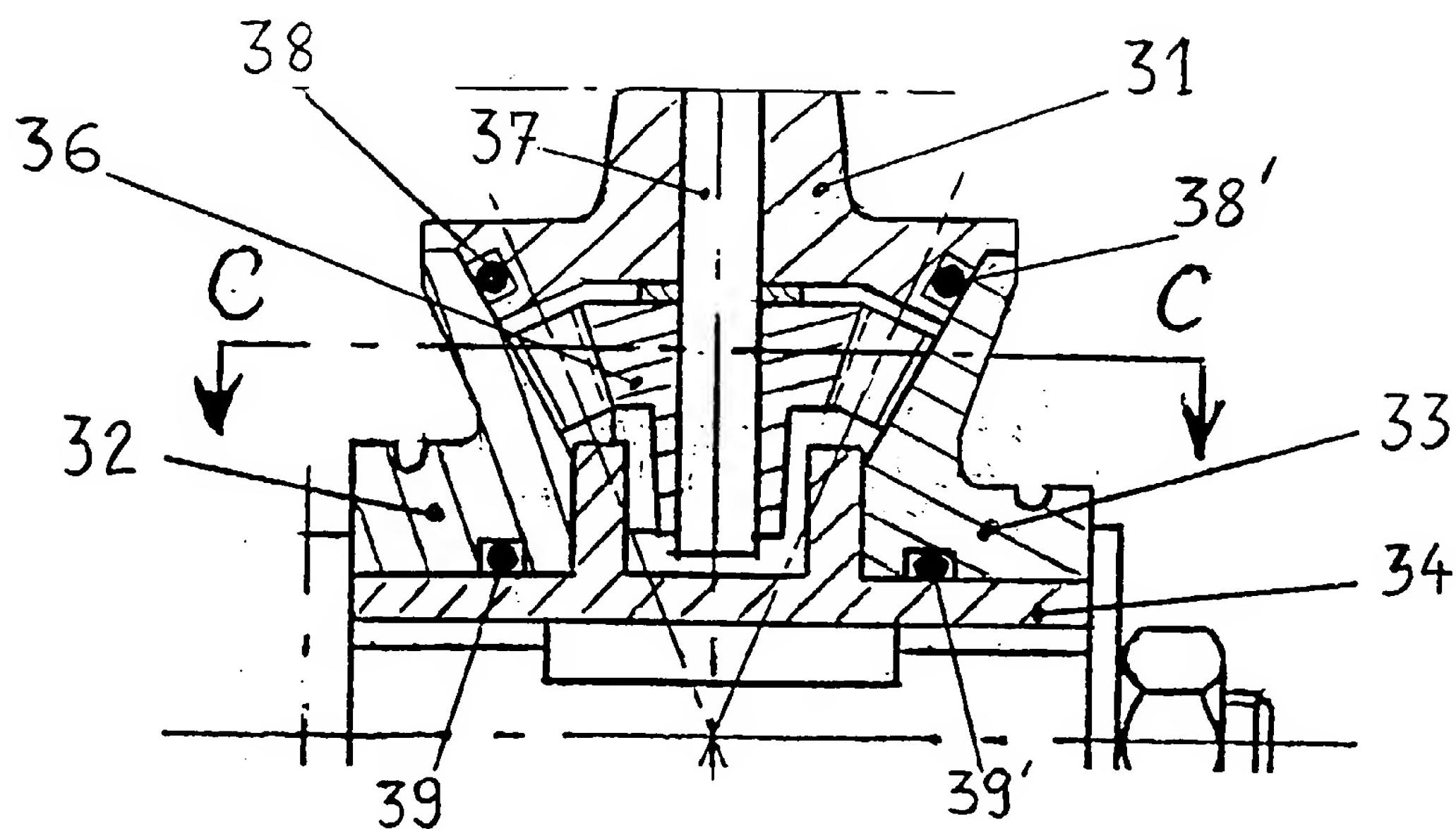


FIG. 4

